

限流器参数对喷油器入口压力波动特性的影响

张子威¹, 张伟民², 杨贵春¹

1. 中国北方发动机研究所(天津), 天津 300400; 2. 陆装驻大同地区军代室, 山西 大同 037000

摘要:以某型号柴油机大流量共轨系统为研究对象,应用 AMESim 软件构建集成限流器的共轨系统一维液力仿真模型,仿真研究限流器结构参数对喷油器入口压力波动特性的影响。仿真结果表明:增大限流器阀芯直径,喷油速率降低,压力波动幅值减小;增大限流器阀芯节流孔直径、阀体内腔直径、阀芯间隙,喷油速率增大,喷油器入口压力波动幅值增大。在限流器设计研发过程中,满足喷油特性前提下,为保持共轨系统内部压力波传播稳定,应当适当增大限流器阀芯直径,减小阀芯节流孔径、阀体内腔直径以及阀芯间隙。

关键词:限流器;结构参数;压力波动;共轨

中图分类号:TK421.4

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2025)01-0009-07

引用格式:张子威,张伟民,杨贵春. 限流器参数对喷油器入口压力波动特性的影响[J]. 内燃机与动力装置, 2025,42(1):9-15.

ZHANG Ziwei, ZHANG Weimin, YANG Guichun. The influence of flow restrictor parameters on pressure fluctuation characteristics at injector inlet [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025, 42(1):9-15.

0 引言

柴油机具有动力性强、压缩比大等特点,已广泛用于发电、道路运输、工程机械等领域^[1]。高压共轨系统的应用和发展提高了柴油机供油系统的喷油控制精度和响应速度,进一步改善了柴油机工作性能,已成为柴油机关键核心部件^[2]。

高压共轨系统工作过程中,系统内部燃油压力可达 180 MPa 以上,持续高压下可能因喷油器针阀偶件密封失效、管路破裂等导致燃油泄漏,影响发动机的安全性和可靠性^[3]。限流器能够在喷油器或高压管路工作异常时,及时切断喷油器前的高压油路,避免燃油泄漏造成的柴油机工作故障,并且可以减少管路内的压力波动^[4]。压力波动特性直接影响喷射压力和喷油稳定性,应合理选取限流器结构参数,优化波动特性,使高压共轨系统内部压力波传播更稳定^[5]。近年来,国内外学者开展了关于共轨压力波动特性的研究工作:Bai 等^[6]应用键合图法建立了共轨系统数值分析模型,研究了喷油器针阀运动对压力振荡特性的影响;石磊等^[7]利用 AMESim 建立了某型船用共轨系统液力仿真模型,研究了阻尼孔参数对压力波动的影响;田丽丽^[8]研究了高压供油泵及共轨管参数对轨压波动的影响,结果表明,凸轮转速和共轨管直径对压力波动影响较大;苏海峰等^[9]通过建立高压供油管路三维仿真模型,研究了管路内燃油压力以及流速的传播特性;Wang 等^[10]采用模块化建模方法建立了船舶柴油机共轨系统计算仿真模型,并输入不同控制策略进行闭环的压力控制测试,为控制策略的开发提供了虚拟测试平台;Xu 等^[11]建立了共轨系统 AMESim 仿真模型,采用控制变量法研究了共轨管容积对系统压力波动以及喷油频率与供油泵柱塞数匹配特性的影响;张熙烨等^[12]研究了不同工况下喷油脉宽和共轨管参数对压力波动的影响。

收稿日期:2024-11-09

基金项目:国家国防科工局基础产品创新计划车用动力科研专项项目(232006)

第一作者简介:张子威(1986—),男,山东德州人,副研究员,主要研究方向为高压共轨系统集成与匹配技术,E-mail:751334315@qq.com。

针对喷油器、供油泵以及轨管内液力变化的研究已较为深入,但针对限流器对压力波动特性影响的研究较少。本文中根据大流量共轨系统工作原理及主要部件数学模型,利用 AMESim 软件建立集成限流器的大流量高压共轨系统一维液力仿真模型,分析限流器结构参数对喷油器喷油特性及入口压力波动特性的影响,为限流器的优化设计提供理论支撑。

1 仿真模型建立

1.1 大流量共轨系统构成及工作原理

大流量高压共轨系统结构示意图如图 1 所示。该共轨系统主要由油箱、低压输油泵、直列式高压供油泵、大流量喷油器、高压油管、限流器以及电子控制单元(electronic control unit, ECU)等零部件构成。高压共轨系统工作时,ECU 根据柴油机负荷实时调整高压供油泵进油计量阀的开度,实现高压供油泵进油量的调控。油箱内的低压燃油通过低压输油泵进入高压供油泵的柱塞腔,柱塞在凸轮轴和弹簧力作用下移动,柱塞腔内燃油被压缩,形成高压燃油;同时高压供油泵出油阀开启,一定量的高压燃油经共轨管进入喷油器,ECU

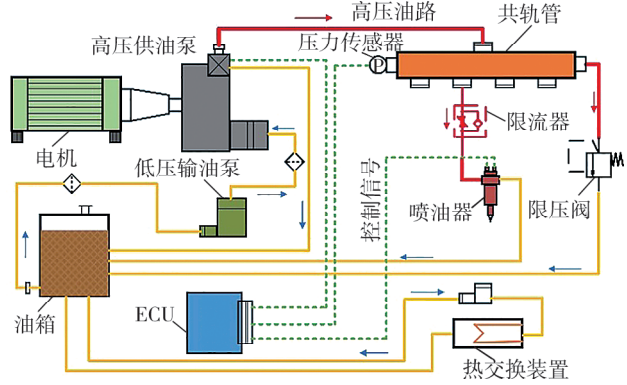


图 1 高压共轨系统结构示意图

向喷油器电磁阀发送指令,电磁阀开启时,针阀抬起,喷油开始,电磁阀关闭时,针阀落座,喷油结束。

限流器的进油口与共轨管的出油口连接,出油口通过高压油管与喷油器燃油入口连接。当喷油器工作异常或高压油管断裂时,限流器及时切断喷油器前的高压油路,使喷油器停止工作,避免大量燃油泄漏。限流器内部有一个圆柱形阀芯,阀芯的导向部分和阀体内腔形成间隙配合,阀芯前端有节流孔,节流孔使阀芯两端形成压差,在弹簧力和燃油液压力的作用下,阀芯在阀体内腔中运动。喷油过程中,阀芯行程随循环喷油量的增大而增大;喷油结束后,在弹簧力作用下,阀芯复位至初始位置。当限流器流量大于其关闭流量时,阀芯运动至最大行程,阀芯前端锥面与阀体出油口锥面贴合形成密封面,限流器切断供油油路,停止喷油。限流器三维结构示意图如图 2 所示。

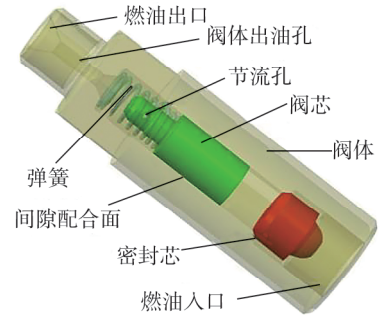


图 2 限流器三维结构示意图

1.2 主要部件数学模型

1.2.1 共轨管

共轨管内燃油连续性方程为:

$$\frac{V_c}{\delta^2} \frac{dp_c}{dt} = q_{v,i} - q_{v,o}, \quad (1)$$

式中: t 为时间, s; δ 为音速, m/s; ρ 为燃油密度, kg/m³; p_c 为轨压, MPa; V_c 为共轨管容积, mm³; $q_{v,i}$ 为共轨管进油口燃油体积流量, mm³/s; $q_{v,o}$ 为共轨管出油口燃油体积流量, mm³/s。

1.2.2 喷油器

喷油器盛油腔内燃油连续性方程为:

$$\frac{V_D}{\delta^2} \frac{dp_D}{dt} = A_T u_D - \mu(A_{D1} - A_{D0}) \frac{dH_D}{dt} - \alpha \beta A_C \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_D - p_E|} - q_{v,D}, \quad (2)$$

式中: V_D 为盛油腔容积, mm³; p_D 为盛油腔内压力, MPa; A_T 为盛油腔入口截面积, mm²; u_D 为进入盛油腔燃油流速, mm/s; A_{D1} 为针阀导向部截面积, mm²; A_{D0} 为针阀头部截面积, mm²; H_D 为针阀升程, mm; A_C 为

压力室截面积, mm^2 ; p_E 为压力室压力, MPa ; $q_{V,D}$ 为针阀偶件泄漏燃油的体积流量, mm^3/s ; β 为流量因数; μ 、 α 为与针阀运动有关的常数。

1.3 仿真模型建立

为了探究限流器参数对共轨系统喷油特性的影响,根据共轨系统结构原理,基于上述数学模型,搭建大流量共轨系统 AMESim 一维液力仿真模型,如图3所示,图中,模块1、3用于模拟稳压源和共轨管,模块2、4用于模拟共轨管两端的进、出油口,模块5~12用于模拟限流器的燃油入口腔室容积、阀芯节流孔、燃油出口腔室容积、阀体、阀芯、阀芯间隙泄漏、弹簧、出油孔,模块13、15~19分别用于模拟控制信号、控制电路、电磁铁、弹簧、电磁铁质量以及控制球阀,模块23~28分别用于模拟针阀质量、偶件泄漏、针阀偶件、盛油槽容积、压力室容积以及喷孔。

仿真模型共轨管主要结构参数如表1所示。

表1 共轨系统主要结构参数

共轨管容积/ mm^3	电磁阀弹簧 预紧力/ N	电磁阀弹簧刚度/ $(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$	球阀直径/ mm	进油孔 直径/ mm	出油孔 直径/ mm	回油孔 直径/ mm
206 988	90	70	1.3	0.22	0.41	3
针阀弹簧 预紧力/ N	针阀弹簧刚度/ $(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$	针阀最大升程/ mm	喷孔数	喷孔直径/ mm	限流器阀芯 直径/ mm	限流器节流孔 直径/ mm
130	30	0.6	12	0.26	8	0.7
限流器节流孔 流量因数	限流器弹簧刚度/ $(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$	限流器弹簧预压缩 长度/ mm	限流器弹簧 预紧力/ N	限流器阀体 内径/ mm	限流器阀芯 限位量/ mm	阀芯与阀体配合 长度/ mm
0.8	5	3.8	10	16	11.5	20

建模过程作如下假设:1)假设柴油温度恒定为 40°C ,不考虑温度变化对喷油特性的影响;2)将共轨管、限流器以及喷油器内的结构不规则腔室视为集中容积,燃油在同一腔室内,同一时刻的压力及物性参数相同;3)主要研究限流器参数对共轨系统单次喷油特性的影响,不考虑共轨系统连续工作过程中零部件内部的压力波动;4)假设喷油器针阀、电磁阀衔铁、限流器阀芯为刚体,不考虑冲击导致的形变;5)只考虑偶件工作过程中的泄漏,不考虑由于磨损及加工误差导致的泄漏。

1.4 仿真模型验证

采用法国 EFS 共轨性能试验台及 EMI3 单次喷射仪对集成限流器的共轨系统进行不同工况下的喷油特性试验,验证仿真模型的准确性。试验中设定供油泵转速为 800 r/min ,喷油频率设定为 10 Hz ,喷油器的最大循环喷油量为 650 mm^3 ,喷油器性能测量结果为 200 次喷射的平均值。试验轨压分别为 70、100、130、160、180 MPa,喷油脉宽为 $450 \sim 1\,600\text{ }\mu\text{s}$,喷油脉宽采样间隔为 $60\text{ }\mu\text{s}$ 。不同轨压下集成限流器的共轨系统单支喷油器的每循环喷油量仿真结果与试验结果对比如图4所示。由图4可知:不同轨

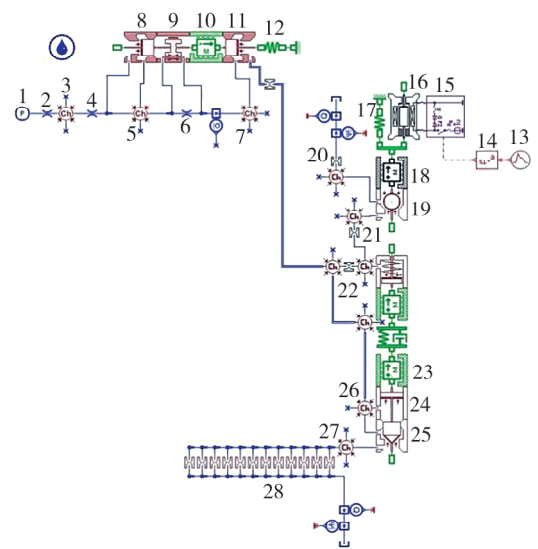


图3 集成限流器的共轨系统液力仿真模型

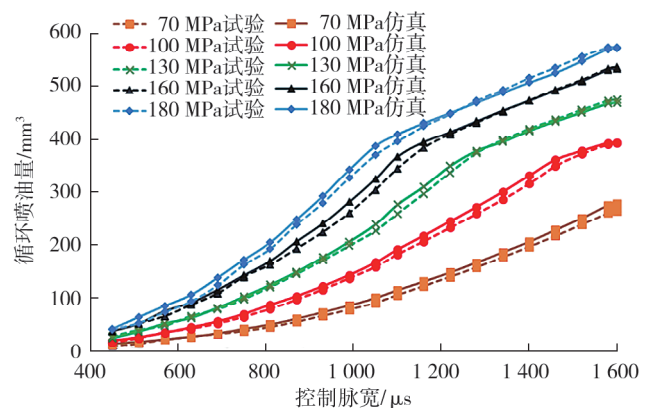


图4 不同工况下喷油器循环喷油量的仿真与试验结果对比

压下,喷油器喷油量的仿真与试验结果的相对误差均在 5% 以内,并且变化趋势具有较高的一致性;建立的仿真模型较为准确,能够用于仿真研究。

2 限流器结构参数对压力波动特性的影响

2.1 压力波动特性评价指标

为定量分析限流器参数对共轨系统压力波动特性的影响,分别定义喷油器燃油入口腔室内峰值压力 $p_{\max}$ 和压力波动幅度均值 p_e 为评价指标,评价压力波动的变化程度。 $p_{\max}$ 为压力波动曲线上的最大值,压力波动幅度均值 p_e 为压力波动曲线上最大值与最小值之差的平均值, $p_e = (p_{\max} - p_{\min})/2$, 其中 $p_{\min}$ 为喷油器燃油入口腔室内的谷值压力。 p_e 能够反映喷油器入口腔室内实际压力相对目标轨压的偏离程度。

2.2 限流器阀芯直径对压力波动的影响

保持限流器其他结构参数不变,将阀芯直径分别设为 5.5、6.0、6.5、7.0 mm,轨压为 180 MPa 时限流器阀芯直径对喷油速率和喷油器入口压力波动影响曲线如图 5 所示。

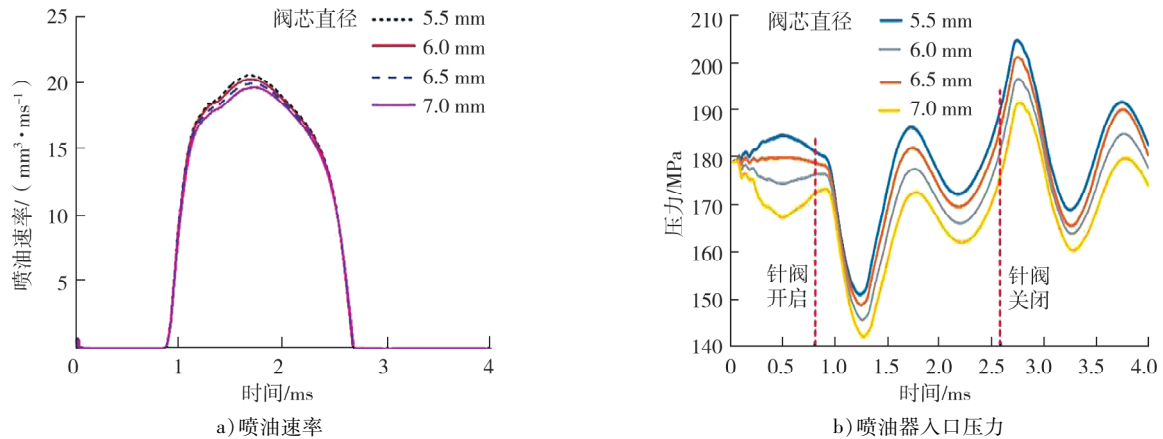


图 5 轨压为 180 MPa 时限流器阀芯直径对喷油速率和喷油器入口压力波动的影响曲线

由图 5a) 可知:当限流器阀芯直径为 5.5 mm 时,最大喷油速率为 $20.32 \text{ mm}^3/\text{ms}$;当限流器阀芯直径为 7.0 mm 时,最高喷油速率为 $19.38 \text{ mm}^3/\text{ms}$;随着阀芯直径增大,喷油速率呈减小趋势,但变化程度较小;随着限流器阀芯直径的改变,喷油持续期无变化。由图 5b) 可知:针阀开启和关闭时,压力波峰和波谷均随阀芯直径的增大而减小。

阀芯直径对喷油器入口压力特征值的影响结果如表 2 所示。由表 2 可知:阀芯直径由 5.5 mm 增大到 7.0 mm,喷油器入口腔室内的峰值压力由 205.093 7 MPa 减小到 191.796 5 MPa, 压力波动幅度均值由 26.815 7 MPa 减小至 24.615 8 MPa; 阀芯直径越大,压力峰值越小,最小压力越小,压力波动幅度均值越小,增大阀芯直径可以减小喷油器入口压力振荡幅度。因此在满足喷油速率、喷油持续期等喷油特性的条件下,可适当增大限流器阀芯直径,以降低压力波动。

2.3 限流器阀芯节流孔直径对压力波动的影响

保持限流器其他结构参数不变,将限流器阀芯节流孔直径分别设为 0.4、0.8、1.2、1.6 mm, 轨压为 180 MPa 时阀芯节流孔直径对喷油速率和喷油器入口压力的影响曲线如图 6 所示。

表 2 不同阀芯直径下喷油器入口压力特征值

阀芯直径/mm	$p_{\max}/\text{MPa}$	$p_{\min}/\text{MPa}$	p_e/MPa
5.5	205.093 7	151.462 2	26.815 7
6.0	201.634 6	149.149 8	26.242 4
6.5	197.073 6	146.054 1	25.509 7
7.0	191.796 5	142.564 9	24.615 8

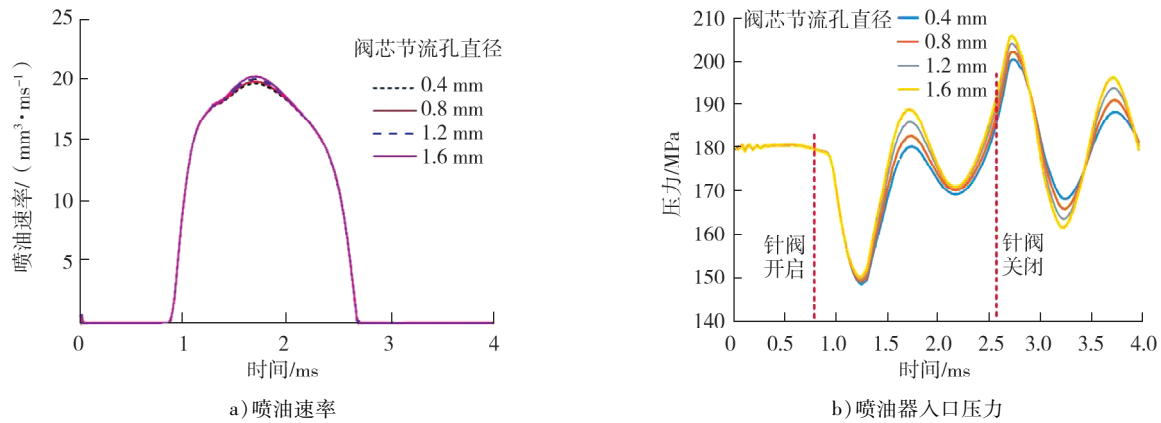


图6 轨压为180 MPa时阀芯节流孔直径对喷油速率和喷油器入口压力的影响曲线

由图6a)可知:阀芯节流孔直径为0.4 mm时,最高喷油速率为 $19.88 \text{ mm}^3/\text{ms}$;限流器阀芯节流孔直径为1.6 mm时,最高喷油速率为 $20.45 \text{ mm}^3/\text{ms}$;随着节流孔直径增大,喷油速率增大,但变化程度较小;随着限流器阀芯节流孔直径的改变,喷油持续期无变化。由图6b)可知:针阀开启时不同阀芯节流孔直径对应的压力无显著变化;针阀关闭时,压力随着节流孔径的增大而增大,波峰和波谷均随节流孔直径的增加而增大。

阀芯节流孔直径对喷油器入口压力特征值的影响结果如表3所示。由表3可知:阀芯节流孔直径由0.4 mm增大到1.6 mm,喷油器入口腔室内的峰值压力由199.919 0 MPa增大到205.366 5 MPa,压力波动幅度均值由25.722 9 MPa增大至27.529 7 MPa。阀芯节流孔直径越大,峰值压力越大,最小压力越大,压力波动幅度均值越大,减小阀芯节流孔直径可以减小喷油器入口压力振荡幅度。因此在满足喷油速率、喷油持续期等喷油特性的条件下,可适当减小阀芯节流孔直径,降低压力波动。

表3 不同阀芯节流孔直径下的喷油器入口压力特征值

阀芯节流孔直径/mm	$p_{\max}/\text{MPa}$	$p_{\min}/\text{MPa}$	p_e/MPa
0.4	199.919 0	148.473 1	25.722 9
0.8	201.639 8	149.186 3	26.226 7
1.2	203.662 7	149.852 1	26.905 3
1.6	205.366 5	150.307 1	27.529 7

2.4 限流器阀体内腔直径对压力波动的影响

保持限流器其他结构参数不变,限流器阀体内腔直径分别为15.8、16.0、16.2、16.4 mm,轨压为180 MPa时,阀体内腔直径对喷油速率和喷油器入口压力波动影响曲线如图7所示。

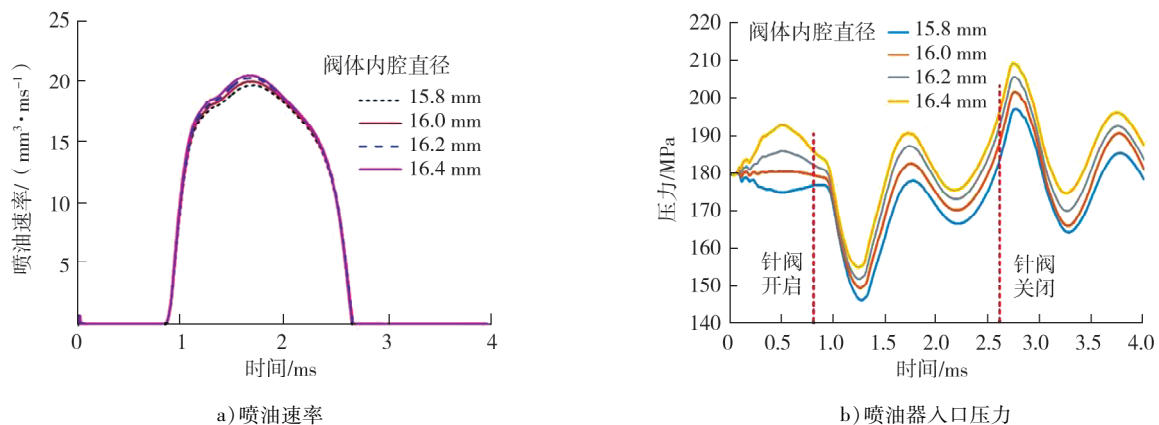


图7 轨压为180 MPa时阀体内腔直径对喷油速率和喷油器入口压力波动的影响曲线

由图7a)可知:当阀体内腔直径为15.8 mm时,最大喷油速率为 $19.71 \text{ mm}^3/\text{ms}$;当阀体内腔直径为16.4 mm时,最大喷油速率为 $20.57 \text{ mm}^3/\text{ms}$;随着阀体内腔直径的增大,喷油速率增大,但变化程度较小;随着限流器阀体内腔直径的改变,喷油持续期无变化。由图7b)可知:针阀开启和关闭时,压力波峰

和波谷均随阀体内腔直径增加而增大。

阀体内腔直径对喷油器入口压力特征值的影响结果如表 4 所示。由表 4 可知:阀体内腔直径由 15.8 mm 增大到 16.4 mm 时,喷油器入口腔室内的峰值压力由 196.426 7 MPa 增大至 209.151 2 MPa,压力波动幅度均值由 25.172 0 MPa 增大至 27.157 3 MPa;阀体内腔直径越大,压力峰值越大,最小压力越大,压力波动幅度均值越大,减小阀体内腔直径可以减小系统内压力振荡幅度。因此在满足喷油速率、喷油持续期等喷油特性的条件下,可适当减小阀体内腔直径,降低压力波动。

2.5 限流器阀芯间隙对压力波动的影响

在限流器其他结构参数不变的条件下,将限流器阀芯间隙分别设定为 0.05、0.10、0.15、0.20 mm,轨压为 180 MPa 时的阀芯间隙对喷油速率和喷油器入口压力波动的影响曲线如图 8 所示。

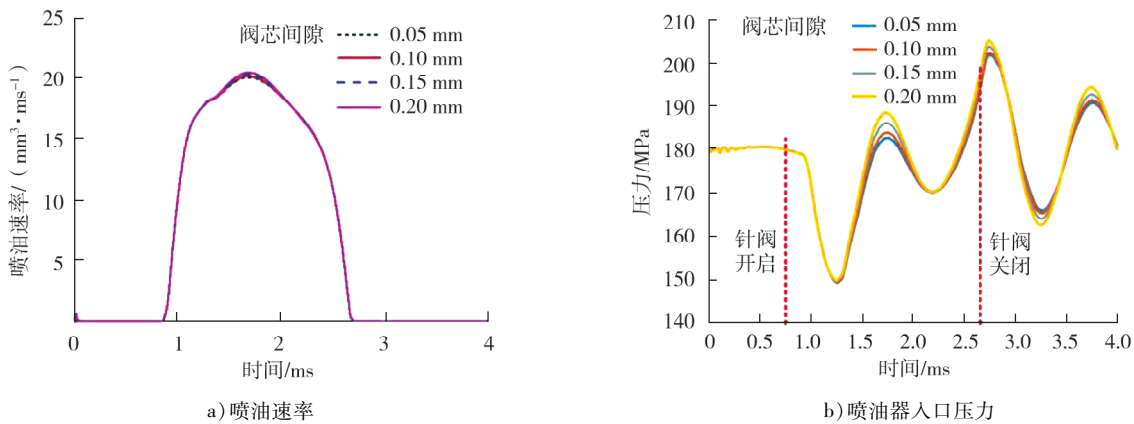


图 8 轨压为 180 MPa 时阀芯间隙对喷油速率和影喷油器入口压力的影响曲线

由图 8a)可知:阀芯间隙为 0.05 mm 时,最大喷油速率为 20.03 mm³/ms;阀芯间隙为 0.05 mm 时,最大喷油速率为 20.43 mm³/ms;随着阀芯间隙增大,喷油速率增大,但变化程度较小;随着限流器阀芯间隙的改变,喷油持续期无变化。由图 8b)可知:针阀开启时不同阀芯间隙对应的压力无显著变化;针阀关闭时,压力随着阀芯间隙的增加而增大;压力波峰和波谷均随阀芯间隙的增加而增大。

阀芯间隙对喷油器入口压力特征值的影响结果如表 5 所示。由表 5 可知:在阀芯间隙由 0.05 mm 增大到 0.20 mm,喷油器入口腔室内的峰值压力由 201.555 9 MPa 增大至 204.967 8 MPa,压力波动幅度均值由 26.197 3 MPa 增大至 27.578 3 MPa;阀芯间隙越大,峰值压力越大,最小压力越大,压力波动幅度均值越大。减小阀芯间隙可以减小系统内压力振荡幅度。因此在满足喷油速率、喷油持续期等喷油特性的条件下,可适当减小阀芯间隙,以降低压力波动。

表 5 不同阀芯间隙下的喷油器入口压力特征值

阀芯间隙/mm	$p_{\max}$ /MPa	$p_{\min}$ /MPa	p_e /MPa
0.05	201.555 9	149.161 3	26.197 3
0.10	202.250 0	149.273 8	26.488 1
0.15	203.551 9	149.535 1	27.008 4
0.20	204.967 8	149.811 1	27.578 3

3 结论

1)增大限流器阀芯直径可降低喷油速率,压力波峰和波谷减小,能够减小压力波动幅度均值。在限流器设计研发过程中,在满足喷油性能指标范围内,应适当增大阀芯直径,提高压力稳定性。

2)增大限流器阀芯节流孔径使喷油速率增大,压力波峰和波谷增大,压力波动幅度增大。在限流器设计研发过程中,在满足喷油性能指标范围内,应适当减小阀芯节流孔径,进而减小压力波动。

3)增大限流器阀体内腔直径使喷油速率增大,压力波峰和波谷增大,压力波动幅度增大。在限流器设计研发过程中,在满足喷油性能指标范围内,应适当减小阀体内腔直径,削弱压力波动。

4)增大限流器阀芯间隙使喷油速率增大,压力波动峰值增大,压力波动幅度增大。在限流器设计研发过程中,在满足喷油性能指标范围内,应适当减小阀芯间隙。

参考文献:

- [1] 梁勇. 柴油机共轨燃油系统喷油状态观测模型研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2022.
- [2] 汪宇航,解帧,朱艳军,等. 高压共轨喷油器柱塞偶件密封特性研究与优化[J]. 机床与液压,2020,48(7):58-63.
- [3] 胥奇,汪洋,田智,等. 无静态泄漏共轨喷油器方案对比及结构优化[J]. 武汉大学学报(工学版),2024,57(5):673-682.
- [4] 许文燕,刘丽峰,任庆霜,等. 中重型车用柴油机共轨喷油器结构参数匹配设计[J]. 车用发动机,2020(5):66-72.
- [5] 段炼. 柴油机高压共轨喷油器喷油特性和结构创新研究[D]. 镇江:江苏大学,2015.
- [6] BAI Y, LAN Q, FAN L Y, et al. Investigation on the fuel injection stability of high pressure common rail system for diesel engines[J]. International Journal of Engine Research, 2019, 22: 616-631.
- [7] 石磊,董晓露,王作群,等. 船用柴油机共轨系统高压油管压力波动优化改进研究[J]. 柴油机,2020,42(6):18-22.
- [8] 田丽丽. 柴油机高压共轨系统压力波动产生与传播的仿真研究[D]. 北京:北京交通大学,2020.
- [9] 苏海峰,冯国胜,马红英,等. 高压共轨系统水击压力波动三维仿真[J]. 内燃机学报,2020,38(6):553-559.
- [10] WANG Q P, YAO H M, YU Y H, et al. Establishment of a real-time simulation of a marine high-pressure common rail system[J]. Energies, 2021, 14(17): 311-328.
- [11] XU R F, MA F K, LI L Y. Research on fuel injection characteristics of common rail system based on high pressure pipeline integration and matching[J]. Energy Science & Engineering, 2024, 12(4): 1446-1461.
- [12] 张熙烨,陈相安,李思哲,等. 高压共轨系统关键参数对油压波动的影响[J]. 车用发动机,2021(4):64-69.

The influence of flow restrictor parameters on pressure fluctuation characteristics at injector inlet

ZHANG Ziwei¹, ZHANG Weimin², YANG Guichun¹

1. China North Engine Research Institute, Tianjin 300400, China;

2. Datong Military Representative Office of Army, Datong 037000, China

Abstract: Taking a certain type of diesel engine's high flow common rail system as the research object, a one-dimensional hydraulic simulation model of the common rail system with integrated flow restrictor is constructed using AMESim software, and the influence of flow restrictor structural parameters on pressure fluctuation characteristics at injector inlet is simulated and studied. The simulation results show that increasing the diameter of flow restrictor valve core can reduce the injection rate and the amplitude of fluctuations. In addition, increasing the diameter of throttle hole, the inner diameter of valve body, and the clearance between the valve cores of flow restrictor can increase the injection rate and the amplitude of pressure fluctuations at the inlet of injector. In the design process of flow restrictor and under the premise of meeting the fuel injection characteristics, the diameter of flow restrictor valve core should be appropriately increased, the diameter of throttle hole, the inner diameter of valve body, and the clearance between the valve cores should be reduced to reduce the pressure fluctuation at the inlet of fuel injector and stabilize the pressure propagation inside common rail system.

Keywords: flow restrictor; structural parameter; pressure fluctuations; common rail

(责任编辑:刘丽君)